

横管蒸发纵管冷凝式热管参数变化对其传热的影响

贾鹏飞, 金苏敏*

(南京工业大学 能源学院, 江苏 南京 211816)

摘要:通过建立数学模型分析横管蒸发纵管冷凝式热管的传热过程, 研究该型热管在不同工质充液量和不同的倾角的情况下, 其蒸发端与冷凝端的传热系数、热流密度以及热管的总热阻等传热性能参数变化. 当充液量在 0%~75% 之间变化时, 横管蒸发纵管冷凝式热管的热阻随充液量增大而减小; 当倾角在 0°~45° 之间变化时, 其热阻随倾角增加而下降, 但其下降过程存在临界角. 倾角在到达临界角之前热阻下降缓慢, 倾角大于临界角后其传热性能将急剧下降. 研究表明, 对该型热管传热性能影响最大的因素为有效的换热面积, 其次为蒸发端换热系数的变化, 冷凝端换热系数的影响最小.

关键词:横管蒸发; 纵管冷凝; 充液量; 倾角; 传热性能

中图分类号: TK172.4

文献标志码: A

文章编号: 1673-2340(2015)01-0023-05

Influence of Parameter Changes of Horizontal Tube Evaporating and Vertical Tube Condensate Heat Pipe on Heat Transfer Performance

JIA Pengfei, JIN Sumin*

(College of Energy, Nanjing Technology University, Nanjing 211816, China)

Abstract: By establishing a mathematical model for analyzing the horizontal tube evaporating and vertical tube condensing heat pipe heat transfer process, the changes of the evaporation and condensation side heat transfer coefficient, heat flux, the total thermal resistance of heat pipe and other heat transfer performance parameters were studied under different working fluid filling volume and different inclination. When filling amount changed from 0% to 75%, the horizontal tube evaporating and vertical tube condensing heat pipe thermal resistance decreased. When the angle of inclination changed from 0° to 45°, its resistance also decreased, but there was a critical angle for this process. Before reaching the critical angle, resistance decreased slowly; but when the angle became greater than the critical angle, heat transfer performance declined sharply. The research results showed that the most important factor for transfer performance of this type heat pipe is effective heat transfer area, coupled with the change of the evaporation side heat transfer coefficient, the influence of the condensation side heat transfer coefficient is minimal.

Key words: horizontal tube evaporating; vertical tube condensation; filling volume; angle of inclination; heat transfer performance

收稿日期: 2014-11-28

作者简介: 贾鹏飞(1989—), 男, 硕士研究生.

* 通信联系人: 金苏敏(1960—), 男, 教授, 主要研究方向为低温技术及热管技术应用. E-mail: smjin@njut.edu.cn

据相关资料统计,我国工业废热资源的回收率仅为 33.5%, 将近 2/3 的废热资源未得到有效利用, 节能任务依然相当艰巨^[1]. 重力热管由于其结构简单、制造方便、成本低廉、工作可靠、性能优良等优点受到了广泛的关注. 很多国家都对热管进行了大量研究, 并取得了一系列重要成果^[2-7]. 但是目前还没有对横管蒸发纵管冷凝形式的重力热管各种参数变化带来的对其传热性能的影响进行有针对性的研究. 本文通过建立数学模型, 对横管蒸发纵管冷凝式热管的传热过程进行分析^[8-9]. 研究该型热管在不同工质充液量和不同的倾角的情况下, 其热管有效传热面积、蒸发端传热系数、热流密度以及热管的总热阻等传热性能参数的变化.

1 横管蒸发纵管冷凝式热管简介

横管蒸发纵管冷凝式热管由一根横管和垂直于横管的多根纵管组成, 横管为该热管的蒸发端, 纵管为冷凝端. 将管内抽为 $1.3 \times 10^{-1} \sim 1.3 \times 10^{-4}$ Pa 负压后, 充以一定量工作液体构成热管. 当受热时, 横管中的液体蒸发汽化, 蒸汽在微小压差的作用下流向纵管, 在纵管中放出热量凝结成液体, 形成的冷凝液在重力作用下流回横管^[10], 构成循环使热量由蒸发端不断地传至冷凝端. 本文中只取单根纵管的结构进行研究, 热管蒸发端为长度 $l_1 = 116$ mm 的水平横管, 冷凝端为长度为 $l_2 = 240$ mm 的竖直纵管. 热管的结构与原理的示意图, 如图 1 所示.

2 横管蒸发纵管冷凝式热管传热过程分析

2.1 传热过程理论模型

本文中基于图 1 中热管的结构进行计算, 设定蒸发端外壁的温度为 80 °C, 冷凝端使用定性温度为 40 °C 的冷却水进行冷却. 根据 Nusselt 的竖直平板层流膜状凝结理论及最小传热量, 得到热管的最小充液量为 13.7%, 故计算中充液量的变化范围为 15%~75%. 倾角由 $0^\circ \sim 45^\circ$ 之间变化.

横管蒸发纵管冷凝式热管的内部过程涉及到两相流和相变传热, 传热机理十分复杂, 其传热过程为: 蒸发端基板外壁→蒸发端基板内壁→工质→

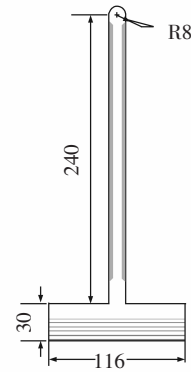


图 1 热管结构示意图(mm)

冷凝端板内壁→冷凝端板外壁^[11].

热管的传热计算, 主要是对系统各部分的热阻的计算, 导热基板与热管外壁的接触热阻和纵管侧与外界的对流换热^[12], 与本文无直接关联, 同时忽略热管中液体和蒸汽的轴向传热热阻, 该散热器的传热热阻就包括以下几个部分:

R_1 ——散热器蒸发端导热热阻, K/W;

R_2 ——散热器蒸发端液-汽相变热阻, K/W;

R_3 ——散热器冷凝端汽-液相变热阻, K/W;

R_4 ——散热器冷凝端导热热阻, K/W.

因为该系统中热阻的形式为串联, 所以总传热热阻计算公式如下:

$$R = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 \quad (1)$$

2.2 横管蒸发端的传热系数

热管的蒸发端, 在热流密度较小时是自然对流蒸发, 在热流密度较大时是核态沸腾^[13]. 在稳定的散热要求的条件下, 热管在稳定状态下为沸腾传热^[14], 故此处采用大容器核态沸腾来进行分析. 其平均热流密度按公式(2)^[15]计算.

$$\frac{c_{pl} \Delta T}{r} = C_{wl} \left[\frac{q}{\mu_l r} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \right]^{0.33} Pr_1^s \quad (2)$$

式中: c_{pl} 为饱和液体的定压比热容, J/(kg·K); C_{wl} 为散热器材料的传热系数, W/(m·K); r 为汽化潜热, J/kg; g 为重力加速度, m/s²; Pr_1 为饱和液体的普朗特数; q 为沸腾热流密度, W/m²; ΔT 为壁面过热度, K; μ_l 为饱和液体动力黏度, Pa·s; ρ_l , ρ_v 分别为饱和液体、饱和蒸汽的密度, kg/m³; σ 为液体表面张力,

N/m ; s 为经验指数, 对水取 $s = 1$.

计算出热流密度后, 可根据温差得出热管蒸发端的传热系数.

2.3 纵管冷凝端的传热系数

热管的冷凝端, 其凝结是饱和蒸汽的层流膜状凝结, 根据 Nusselt 的垂直平板层流膜状凝结理论, 其平均换热系数按公式(3)^[16]计算.

$$h_2 = 0.943 \left\{ \frac{\rho_l \cdot g \cdot \lambda_l^3 (\rho_l - \rho_v) [r + 0.68c_{pl}(T_{sat} - T_w)]}{\mu_l L_c (T_{sat} - T_w)} \right\}^{\frac{1}{4}} \quad (3)$$

式中: λ_l 为液膜导热系数, m/s^2 ; r 为汽化潜热, J/kg ; c_{pl} 为饱和液体的定压比热容, $J/(kg \cdot K)$; μ_l 为饱和液体动力黏度, $Pa \cdot s$; g 为重力加速度, m/s^2 ; L_c 为冷凝端长度, m ; ρ_l , ρ_v 分别为饱和液体、饱和蒸汽的密度, kg/m^3 ; T_{sat} , T_w 分别为饱和液体温度、冷凝壁面温度, K .

2.4 蒸发端与冷凝端导热热阻的计算

热量进入蒸发端与导出冷凝端的热阻的计算为通过圆柱面导热热阻计算. 通过计算发现蒸发端与冷凝端导热热阻相比于蒸发端和冷凝段热阻很小, 在总热阻的计算中可忽略.

3 计算结果的分析与讨论

对于热管的传热性能, 充液量和倾角是主要的影响因素. 本文就充液量和倾角的变化对横管蒸发纵管冷凝式热管传热性能的影响进行了分析.

3.1 充液量变化对热管传热的影响

根据公式的计算结果, 得到横管蒸发纵管冷凝式热管随着充液量的变化, 其热阻值有很大的变化. 具体变化趋势如图 2 所示.

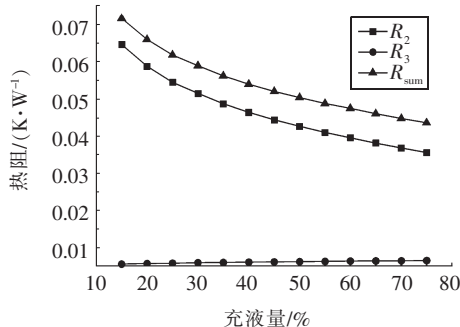


图 2 热管热阻随充液量的变化关系曲线图

由图 2 可以看出, 随着充液量在 0%~50% 之间变化时, 热管的总热阻迅速下降; 充液量在 50%~75% 之间变化时, 热管的总热阻虽然下降变得缓慢, 但依然在持续下降. 由于该热管充入的工质为较廉价的水, 所以当充液量在 0%~75% 之间时, 充液量越大热管热阻越小. 同时可以得出, 蒸发端的热阻随充液量变化迅速下降; 冷凝端的热阻随充液量变化缓慢增加. 由于冷凝端的热阻值相对热管总热阻值很小, 所以热管的总热阻变化趋势与蒸发端的热阻相似, 随充液量变化迅速下降.

对于热阻的影响, 主要与传热面积和传热系数有关. 该热管随着充液量改变, 蒸发端传热面积和传热系数的变化分别如图 3、图 4 所示.

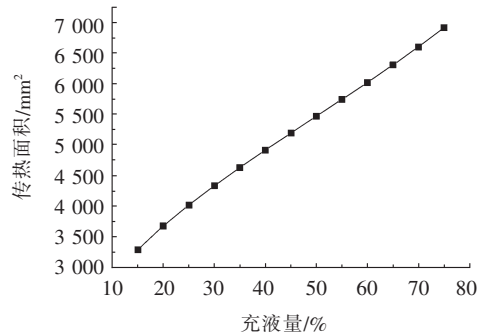


图 3 蒸发端传热面积随充液量的变化关系曲线图

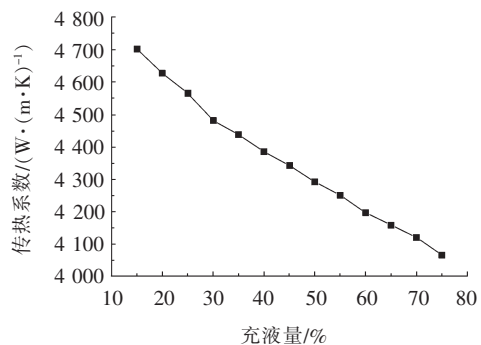


图 4 蒸发端传热系数随充液量的变化关系曲线图

由图 3 可以看出, 随着充液量的增大, 热管蒸发端传热面积快速增长, 但在充液量达到 40% 后增长趋势稍有减弱. 这是由于该型热管的圆形横管腔体为蒸发端, 充液工质占横管腔体体积的百分比等量变化时, 其充液工质液面高度变化不同, 故其传热面积增大速率也有相应的变化.

由图 4 可以看出, 随着充液量的增大, 蒸发端

的传热系数在 4 709.55~4 066.32 W/(m·K)之间不断的降低. 即蒸发端的传热性能随着充液量的增大而下降. 由于热管蒸发端与冷凝端的温差是固定的, 随着充液量的增大, 热管的热阻减小, 总的传热量增大. 根据计算结果, 随着总传热量的增大, 在热管工质工作温度有所降低, 导致蒸发端的沸腾的传热系数减小.

由于热管的蒸发端的传热面积变化很大, 蒸发端的沸腾的传热系数变化相对较小, 所以该热管的热阻变化的主要影响因素为蒸发端传热面积变化.

由图 5 可以看出, 随着充液量的增大, 热管总传热量不断增大, 其趋势与蒸发端传热面积的变化趋势相似. 所以, 我们可以进一步印证随充液量变化使热管热阻不断减小的主要因素是其蒸发端传热面积的改变.

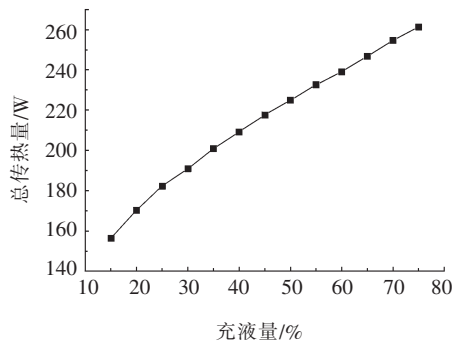


图 5 热管总传热量随充液量的变化关系曲线图

3.2 倾角变化对热管传热的影响

对于倾角变化对热管传热的影响, 本文选取充液量为 50% 的情况进行研究. 根据公式的计算结果, 得到横管蒸发纵管冷凝式热管随着倾角的变化, 其热阻值变化很大. 具体变化趋势如图 6 所示.

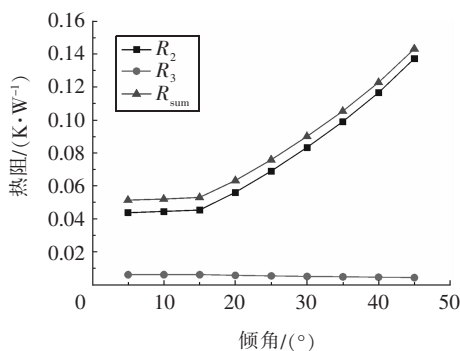


图 6 热管热阻随倾角的变化关系曲线图

由图 6 可以看出, 随着倾角在 0°~15°之间变化时, 蒸发端的热阻只有小幅增长, 当倾角在 15°~45°之间变化时, 其热阻迅速地上升; 同样, 倾角在 0°~15°之间变化时, 热管的总热阻只有小幅增长, 当倾角在 15°~45°之间变化时, 热管的总热阻也迅速上升. 而冷凝端的热阻虽然一直在降低, 但由于其相对蒸发端热阻很小, 故对总热阻的变化没有明显的影响.

对于热阻的影响, 我们仍从传热面积和传热系数两方面进行分析. 随着倾角改变, 蒸发端传热面积和传热系数的变化分别如图 7、图 8 所示.

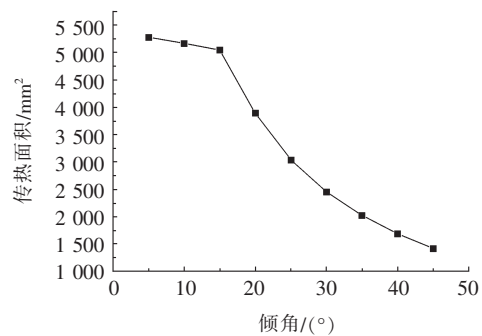


图 7 蒸发端传热面积随倾角的变化关系曲线图

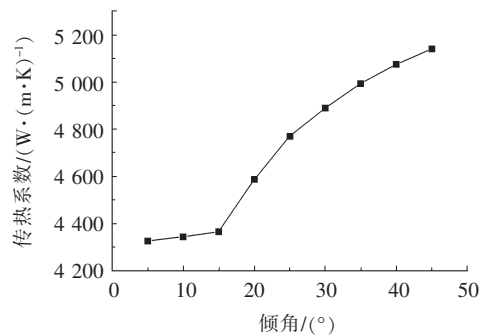


图 8 蒸发端传热系数随倾角的变化关系曲线图

由图 7 可以看出, 随着倾角在 0°~15°之间变化时, 蒸发端传热面积缓慢减少; 倾角在 15°~45°之间变化时, 蒸发端传热面积迅速下降. 倾角 15°为热管蒸发端传热面积变化速率的一个临界点, 当热管倾斜角超过临界点后传热面积会迅速减小. 这是由于该热管的蒸发端为圆形横管, 当热管倾斜时, 充液工质将有部分不能与加热壁面接触. 在倾角小于临界角时, 工质液面相对横管壁面的夹角缓慢变大, 蒸发端传热面积缓慢地减少; 但当倾角超过临界角时, 工质液面相对横管壁面的夹角将迅速变

大,致使蒸发端传热面积迅速地下降。

由图8可以看出,随着倾角的增大,蒸发端的传热系数在 $4\ 325.331\ 6\sim 5\ 141.561\ 8\ \text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 之间不断地升高。即蒸发端的传热性能随着倾角的增大而提升。由于热管蒸发端与冷凝端的温差固定,随着倾角增大,热管的热阻增大,总传热量减小。根据计算结果,随着总传热量的减小,在热管工质工作温度有所升高,导致蒸发端的沸腾的传热系数升高。

由图9可以看出,随着倾角的增大,热管总传热量不断下降,其趋势与蒸发端传热面积的变化趋势相似。所以,我们可以仍可以得出随倾角变化使热管热阻不断减小的主要因素是由于其蒸发端传热面积的改变的结论。

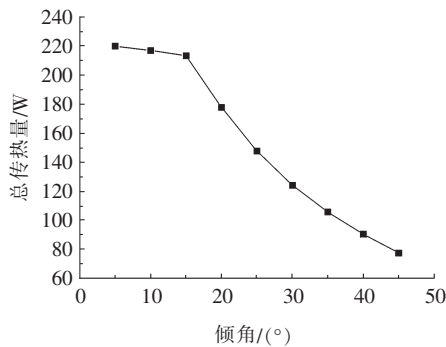


图9 热管总传热量随倾角的变化关系曲线图

4 结论

本文通过建立数学模型分析了横管蒸发纵管冷凝式热管的充液量、倾角对其的传热性能影响,得出以下结论:

1) 当充液量在 $0\%\sim 75\%$ 之间变化时,充液量越大,横管蒸发纵管冷凝式热管热阻越小。

2) 横管蒸发纵管冷凝式热管的传热性能随倾角的增加而下降,但其下降过程存在临界角,在临界点之前下降很缓慢,一旦倾角大于临界角其传热性能将急剧下降。对于本文中热管其临界角为 15° ,对于其他横管蒸发纵管冷凝式热管的临界角需根据其横管结构进行计算。

3) 横管蒸发纵管冷凝式热管中,影响最大的因素为其有效的换热面积,其次为蒸发端的换热系数的变化,而冷凝端换热系数的影响最小。

参考文献:

- [1] 陈砾. 我国高速增长的经济社会所面临的能源现状及问题[J]. 西部资源, 2012(3):98-101.
- [2] 王鑫煜, 辛公明, 田富中, 等. 两相闭式热虹吸管强化传热研究进展[J]. 化工进展, 2012, 31(5):965-973.
- [3] 王礼建, 刘桂云. 两相闭式热虹吸管传热性能的研究[J]. 长沙水电师院学报, 1987, 2(2):103-110.
- [4] 陶汉中, 张红, 庄骏. 倾斜状态下热虹吸管冷凝段流动传热研究[J]. 太阳能学报, 2008, 29(7):804-812.
- [5] Tang Yong, Xiang Jianhua, Wan Zhenping, et al. A novel miniaturized loop heat pipe[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(10):1152-1158.
- [6] 罗爱华, 金鹰, 岳良, 等. 牵引整流器热管式空气冷却器散热性能实验研究[J]. 制冷学报, 2013, 34(5):90-94.
- [7] Moradgholi M, Nowee S M, Abrishamchi I. Application of heat pipe in an experimental investigation on a novel photovoltaic/thermal (PV/T) system [J]. Solar Energy, 2014, 107(1):82-88.
- [8] 张亚平, 冯全科, 余小玲. 影响热虹吸管运行性能的参数分析[J]. 低温与超导, 2008, 36(9):63-65.
- [9] Wei Jie, Hijikata K, Inoue T. Fin efficiency enhancement using a gravity assisted planar heat pipe [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1997, 40(5):1045-1051.
- [10] 史启辉. 两相闭式热虹吸管强化传热实验研究[D]. 郑州:郑州大学, 2007.
- [11] 吴和英. 热虹吸管换热热阻分析[J]. 中国科技信息, 2006(11):327.
- [12] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4版. 北京:高等教育出版社, 2006:33-211.
- [13] 耿李珊, 练剑青. 沸腾传热管表面换热系数测试方法研究[J]. 四川建筑科学研究, 2014, 40(2):334-337.
- [14] 焦波, 邱利民. 重力热管蒸发段气液分布形式与换热能力分析[J]. 低温工程, 2010(4):24-27.
- [15] 尾花英朗. 换热器设计手册:上册[M]. 忠权, 译. 北京:石油工业出版社, 1981:342-390.
- [16] 庄骏, 张红. 热管技术及其工程应用[M]. 北京:化学工业出版社, 2000:64-82.

(责任编辑:仇慧)